



Міністерство освіти і науки України  
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

Факультет енергетики, робототехніки  
та комп'ютерних технологій

Кафедра інтегрованих електротехнологій та  
енергетичного машинобудування

## **ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ**

**Методичні вказівки до виконання  
розрахунково-графічної роботи за темою:  
“Розрахунок циклу одноступеневої парової  
холодильної машини, визначення параметрів холодоагенту.  
Добір компресора та конденсатора”  
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти  
денної та заочної форми здобуття освіти  
зі спеціальності 131 Прикладна механіка**

Харків  
2023

Міністерство освіти і науки України  
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
Факультет енергетики, робототехніки  
та комп'ютерних технологій  
Кафедра інтегрованих електротехнологій та енергетичного  
машинобудування

## **ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ**

Методичні вказівки до виконання  
розрахунково-графічної роботи за темою:  
“Розрахунок циклу одноступеневої парової  
холодильної машини, визначення параметрів холодоагенту.  
Добір компресора та конденсатора”  
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти  
денної та заочної форми здобуття освіти  
зі спеціальності 131 Прикладна механіка

Затверджено рішенням  
Науково-методичної ради  
факультету енергетики,  
робототехніки та комп'ютерних  
технологій  
Протокол №\_3  
від 22 лютого\_2023 р.

Харків  
2023

У Д К 681.513.2(072)

П 32

Схвалено на засіданні кафедри інтегрованих електротехнологій та енергетичного машинобудування  
Протокол № 10 від 20 лютого 2023 р.

**Рецензенти:**

**Е.В. Білецький**, д-р техн. наук, проф. Національного технічного університету «Харківський політехнічний університет»;

**Б.В. Ляшенко**, канд. техн. наук, доц. Державного біотехнологічного університету.

**П-32** Холодильна техніка та технологія : метод. вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи за темою: “Розрахунок циклу одноступеневої парової холодильної машини, визначення параметрів холодоагенту. Добір компресора та конденсатора” для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заоч. форм навч. спец. 131 Прикладна механіка ; Держ. біотехнол. ун-т ; уклад.: О. В. Петренко. – Харків : [б. в.], 2023.– 35 с.

Методичні вказівки включають теоретичну та практичну частини, запитання для самоперевірки, список рекомендованої літератури та додатки необхідні для виконання РГР. Матеріал сприяє формуванню вмінь та навичок розрахунків одноступеневої парової холодильної машини з визначенням параметрів холодоагенту та наступним підбором основних елементів холодильної машини.

Видання призначене здобувачам першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання спеціальності 131 Прикладна механіка.

**УДК 681.513.2(072)**

**Відповідальний за випуск: О. В. Петренко**, канд техн. наук

© Петренко О. В., 2023

© ДБТУ, 2023

## ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	4
1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	5
1.1 Термодинамічні діаграми стану холодильного агента	5
1.2 Теоретичний та дійсний цикл роботи одноступеневої парової холодильної машини	8
1.2.1 Теоретичний цикл роботи одноступеневої парової холодильної машини	8
1.2.2 Дійсний цикл роботи одноступеневої парової холодильної машини	11
2. ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА	15
2.1 Розрахунково-графічна робота за темою: “Розрахунок циклу одноступеневої парової холодильної машини, визначення параметрів холодоагенту. Добір компресора й конденсатора”.	15
ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ	22
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	24
ДОДАТКИ	25

## ПЕРЕДМОВА

Методичні вказівки для виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Холодильна техніка та технологія» призначено для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форми здобуття освіти зі спеціальності 131 Прикладна механіка та застосовується як форма підсумкового контролю засвоєння певного модуля з вище названої дисципліни.

Розрахунково-графічна робота за темою: “Розрахунок циклу одноступеневої парової холодильної машини, визначення параметрів холодоагенту. Добір компресора й конденсатора”, виконується здобувачами вищої освіти з метою:

- закріплення, поглиблення та узагальнення знань, одержаних під час вивчення дисципліни «Холодильна техніка та технологія», при комплексному вирішенні конкретного фахового завдання;

- розвитку здатностей щодо застосування цих знань;

- формування вмій та навичок розрахунків одноступеневої парової холодильної машини з визначенням параметрів холодоагенту та наступним підбором основних елементів холодильної машини;

- одержання навичок виконання побудови циклу холодильної машини в діаграмі стану холодильного агента в координатах  $lgp - i$ .

Перед виконанням розрахунково-графічної роботи студент повинен ознайомитися з теоретичними відомостями та підібрати необхідні дані з рекомендованої довідкової літератури.

Виконувати роботу необхідно у послідовності, яку викладено у методичних рекомендаціях. Розрахунки потрібно виконувати за допомогою комп'ютера або інженерного мікрокалькулятора.

Розрахунково-графічна робота може бути оформлена у рукописному вигляді або за допомогою комп'ютерної техніки відповідно ДСТУ 3008-1995: “Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення”. Ескізи повинні бути виконані від руки з дотриманням вимог інженерної графіки і ЄСКД.

Після виконання та оформлення розрахунково-графічна робота подається на кафедру для перевірки, але не пізніше двох тижнів до проведення підсумкового модульного оцінювання. Захист розрахунково-графічної роботи відбувається в підсумковій індивідуальній контрольній співбесіді з викладачем на предмет самостійності виконання певного завдання.

# 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

## 1.1. Термодинамічні діаграми стану холодильного агента

Для розгляду процесів і визначення параметрів холодильного агента, які необхідні для подальших розрахунків холодильної машини, використовують діаграми та таблиці, які складено на підставі експериментальних даних і розрахунків.

Для холодильних агентів найчастіше використовують діаграми в координатах  $S - T$  (ентропія - температура) рис.1 та  $lgp - i$  (логарифм тиску - ентальпія) рис.2. Для зручності зображення процесів і користування діаграмою  $lgp - i$  на цій діаграмі тиск відкладений за логарифмічною шкалою. На діаграмах показано зони різного стану робочого тіла та дані значення параметрів стану: тиску  $p$ , температури  $t$ , питомого об'єму  $v$ , ентропії  $s$  і ентальпії  $i$ .

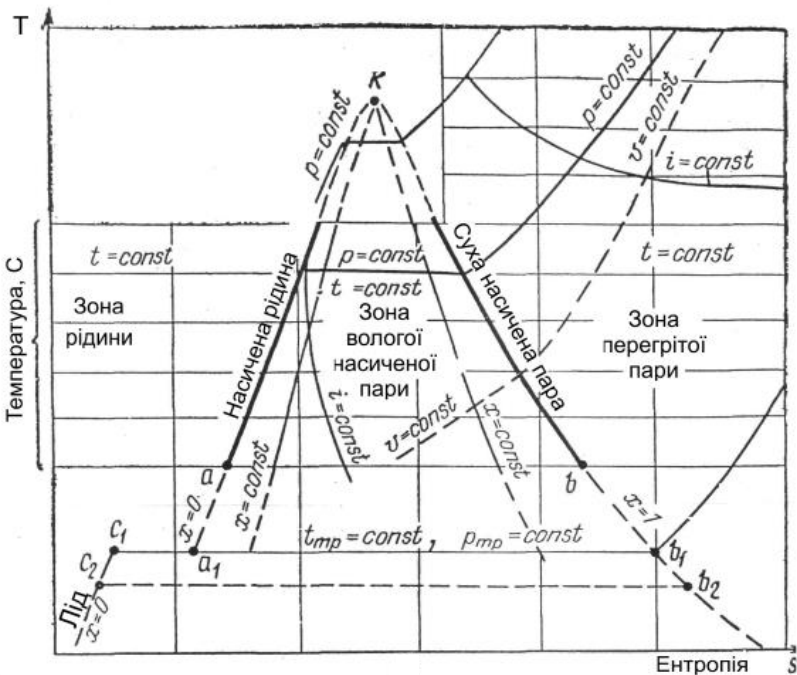
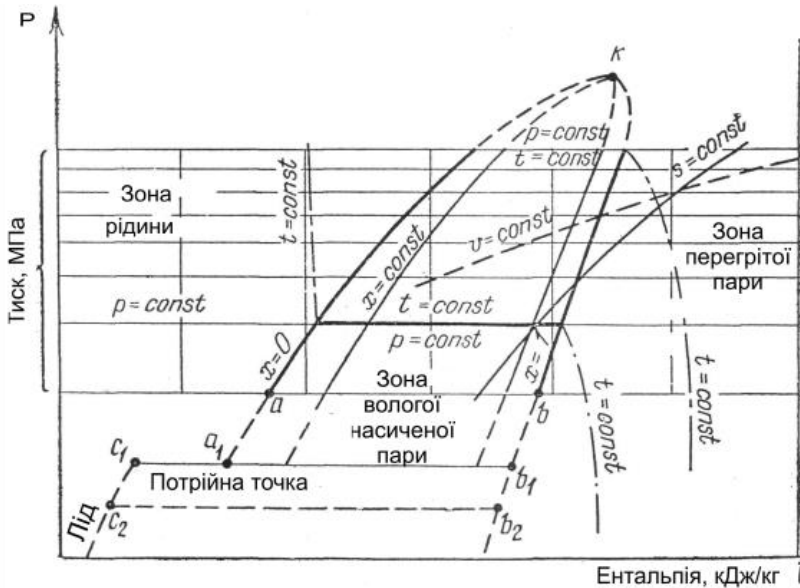


Рисунок 1. Термодинамічна діаграма стану холодильного агента у координатах  $S - T$  (ентропія - температура)



**Рисунок 2.** Термодинамічна діаграма стану холодильного агента у координатах  $lg p - i$  (логарифм тиску – ентальпія)

Критична точка  $K$  діаграми характеризує такий стан холодоагенту, вище якої тіло може бути тільки в газоподібному стані. Нижче критичної точки тіло може перебувати при одній температурі й тиску одночасно у двох станах: рідкому (точка  $a$ ) і пароподібному (точка  $b$ ), а за певних умов – у трьох станах (потрійна точка): твердому (точка  $c_1$ ), рідкому (точка  $a_1$ ) і пароподібному (точка  $b_1$ ). Нижче потрійної точки тіло може перебувати одночасно у двох станах: твердому (точка  $c_2$ ) і пароподібному (точка  $b_2$ ).

Критична точка  $K$  більшості холодильних агентів характеризується високою температурою та тиском, а потрійна точка – низькою температурою та тиском, наприклад, для  $R - 22$  температура критичної точки дорівнює  $96^{\circ}C$ , а температура потрійної точки дорівнює  $- 160^{\circ}C$ . Для таких холодильних агентів діаграма накреслюється тільки для того інтервалу температур, у якому використовують холодильний агент (напівжирні лінії).

На діаграмах лінії, що відходять від критичної точки  $K$ , є суміжними (пограничними) кривими, що поділяють діаграму на окремі зони. Ліва суміжна крива поділяє діаграму на зони переохолодженої рідини та насиченої вологої пари, а права – на зону насиченої вологої

та перегрітої пари. Точки, які знаходяться на лівій суміжній кривій характеризують стан насиченої рідини, а точки які знаходяться на правій суміжній кривій - стан насиченої сухої пари.

Стан вологої пари характеризується ступенем сухості  $x$ , що змінюється в інтервалі від  $0$  до  $1$ . Для насиченої рідини  $x = 0$ , для насиченої сухої пари  $x = 1$ .

Перетворення рідини в пару або пари в рідину при постійному тиску протікає без зміни температури. Тому в діаграмах лінії постійних тисків  $p = const$  в зоні вологої пари збігаються з лініями постійних температур  $t = const$ .

Лінії постійних тисків – ізобари  $p = const$  – в  $lgp - i$  діаграмі зображують горизонтальними прямими, паралельними осі абсцис, а в  $S - T$  діаграмі ламаними лініями. В зоні вологої пари  $S - T$  діаграми лінії тисків являють собою горизонтальні прямі, що збігаються з лініями постійних температур, в зоні перегрітої пари – висхідні криві лінії (на діаграмі суцільні криві), в зоні рідини – спадаючі криві, які практично збігаються з лівою суміжною кривою. У діаграмах побудованих у Міжнародній системі одиниць тиск даний у мегапаскалях (МПа) або барах ( $1 \text{ бар} = 0,1 \text{ МПа} = 1,0197 \text{ кгс/см}^2$ ).

Лінії постійних температур – ізотерми  $t = const$  - в  $S - T$  діаграмі зображують горизонтальними прямими, паралельними осі абсцис, а в  $lgp - i$  діаграмі – ламаними (штрих пунктирними лініями).

В зоні вологої пари  $lgp - i$  діаграмі лінії постійних температур  $t = const$  характеризуються прямими, що збігаються з ізобарами, в зоні перегрітої пари – круто падаючими кривими, а в зоні рідини - кривими, що круто піднімаються. Значення температур у діаграмах дано за шкалою Цельсія.

Лінії постійних питомих об'ємів – ізохори  $v = const$  – в обох діаграмах являють собою пунктирні лінії, що мають вигин на правій суміжній кривій. Поблизу лівої суміжної кривої та в зоні рідини, лінії постійних об'ємів не нанесені, тому що питомий об'єм рідини настільки малий у порівнянні з об'ємом пари (у десятки й сотні разів), що в масштабі діаграм показати його неможливо. Тому значення питомих об'ємів для рідини можна визначити тільки по таблиці насиченої пари для відповідних холодильних агентів. У таблицях і діаграмах питомий об'єм пари виражений у  $\text{м}^3/\text{кг}$ , а рідини –  $\text{л}/\text{кг}$ .

Лінії постійних ентропій – адіабати – ізентропи  $s = const$  – в  $S - T$  діаграмі зображуються вертикальними прямими, паралельними осі ординат, а в  $lgp - i$  діаграмі – похилими кривими лініями (на діаграмі суцільні лінії). У діаграмах і таблицях, виражених у системі СІ, ентропія вимірюється в  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .



Лнії постійних ентальпій – ізентальпії –  $i = const$  - в діаграмі  $lgr - i$  зображуються вертикальними прямими, паралельними осі ординат, а в  $S - T$  діаграмі – це криві лінії, що мають різний нахил. Для перегрітої пари - це пологі криві, а для вологої пари - більш круті. У діаграмах, виражених у системі СІ, ентальпія вимірюється в  $кДж/кг$ .

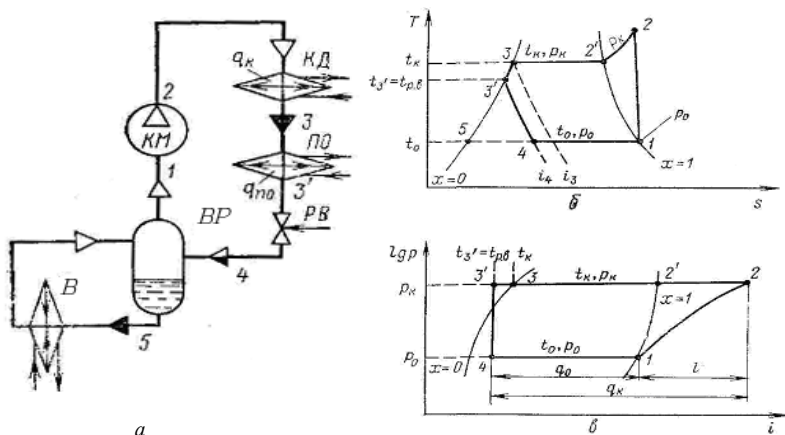
## 1.2 Теоретичний та дійсний цикл одноступеневої парової холодильної машини

### 1.2.1 Теоретичний цикл одноступеневої парової компресійної холодильної машини

відрізняється від зворотного циклу Карно наступними процесами:

- стиск пар холодильного агента в компресорі відбувається в області перегрітої пари;
- зниження тиску холодильного агента здійснюють із застосуванням дроселювання, а не адіабатного розширення;
- перед дроселюванням температуру холодильного агента знижують до:  $t_{p,0} < t_k$ .

Принципову схему й теоретичний цикл одноступеневої парової компресійної холодильної машини в діаграмах  $S-T$  і  $lgr-i$  наведено на рис. 3.



**Рисунок 3.** Одноступенева холодильна машина, яка працює за теоретичним циклом: а – принципова схема (В – випарник; ВР – відокремлювач рідини; РВ – регулюючий вентиль; ПО – переохолоджувач; КД – конденсатор; КМ – компресор); б – побудова циклу в діаграмі  $S - T$ ; в – побудова циклу в діаграмі  $lgr-i$

На принциповій схемі машини (рис. 1, а) цифрами 1, 2, 3, 3', 4 і 5 відзначено стан холодильного агента, що відповідають точкам теоретичного циклу, побудованого в діаграмах, а буквами - умовні позначки обладнання, що входить до складу машини.

Для побудови циклу в діаграмі  $S-T$  або  $lgp-i$  необхідно знати температури в його характерних точках: кипіння  $t_0$ , конденсації  $t_k$  і перед регулюючим вентилем  $t_{p,e}$ . Орієнтовно ці температури визначають за допомогою спрощених залежностей, заснованих на досвіді експлуатації холодильних машин.

Температуру кипіння  $t_0$  приймають залежно від температури приміщення й способу його охолодження. При охолодженні приміщень за допомогою батарей охолодження температуру кипіння холодоагенту визначають за наступним рівнянням

$$t_0 = t_n - (7...10)^\circ\text{C}, \quad (1)$$

де  $t_n$  - температура повітря,  $^\circ\text{C}$ ,

а при охолодженні приміщень повітроохолоджувачами – температуру кипіння холодоагенту визначають наступним чином

$$t_0 = t_n - (6...8)^\circ\text{C}. \quad (2)$$

При охолодженні рідин (холодоносіїв) температуру кипіння холодоагенту визначають звичайно за наступним рівнянням

$$t_0 = t_{xn,cp} - (4...6)^\circ\text{C}, \quad (3)$$

де  $t_{xn,cp}$  - середня температура холодоносія,  $^\circ\text{C}$ .

Температурний напір  $t_n - t_{xn,cp}$  приймають у діапазоні  $7...10^\circ\text{C}$ , якщо застосовується батарейне охолодження приміщень, і в діапазоні  $6...8^\circ\text{C}$  - при охолодженні повітроохолоджувачами. Перепад температур холодоносія у випарнику звичайно приймають  $2...4^\circ\text{C}$ .

Температуру конденсації  $t_k$  приймають залежно від температури охолоджуючого середовища. Для конденсаторів, які охолоджуються водою

$$t_k = t_{w2} + (2...4)^\circ\text{C}, \quad (4)$$

де  $t_{w2}$  – температура води, що виходить із конденсатора.

Різницю між температурами води в конденсаторі  $t_{w2} - t_{w1}$  приймають рівною  $2...5^{\circ}\text{C}$ , при прямоточній системі водопостачання та використанні дешевої води, а також при наявності її в джерелі водопостачання в достатній кількості. Якщо води недостатньо або вона дорога, то

$$t_{w2} - t_{w1} = 6...10^{\circ}\text{C}. \quad (5)$$

При цьому температуру  $t_k$  залежно від початкової температури води  $t_{w1}$  можна знайти зі співвідношень, при наявності достатньої кількості дешевої води:

$$t_k = t_{w1} + (4...9)^{\circ}\text{C}, \quad (6)$$

а при наявності дорогої води або у випадку, коли дебіт її джерела обмежений:

$$t_k = t_{w1} + (8...14)^{\circ}\text{C} \quad (7)$$

У повітряних конденсаторах температуру конденсації визначають за рівнянням

$$t_k = t_{e2} + (8...12)^{\circ}\text{C}, \quad (8)$$

де  $t_{e2}$  – температура повітря, що виходить із конденсатора.

Різницю між температурами повітря  $t_{e1} - t_{e2}$  у повітряному конденсаторі звичайно приймають рівною  $4...6^{\circ}\text{C}$ .

Температура рідкого холодильного агента перед регулюючим вентилям за умов охолодження у водяному переохолоджувачі визначають наступним чином

$$t_{p,e} = t_{w1} + (2...4)^{\circ}\text{C}, \quad (9)$$

Температуру рідкого холодильного агента, який охолоджується в регенеративному теплообміннику, визначають з теплового балансу теплообмінника.

Після побудови циклу в діаграмі виконують розрахунок основних характеристик холодильної машини.

Холодопродуктивність  $Q_0$  ( $y$  кВт) розраховують за формулою

$$Q_0 = q_0 \cdot G_0 = q_v \cdot V_0 \quad (10)$$

де  $G_0$  – масова продуктивність компресора, кг/с;

$q_0$ ,  $q_v$  – питома масова та об'ємна холодопродуктивність, відповідно кДж/кг та кДж/м<sup>3</sup>;

$V_0$  – об'єм пари, яка всмоктується компресором (об'ємна продуктивність компресора), м<sup>3</sup>/с;

Об'ємну продуктивність компресора розраховують за формулою

$$V_0 = G_0 \cdot v_l, \quad (11)$$

де  $v_l$  – питомий обсяг пари, яка всмоктується компресором (питомий обсяг пари у точці 1), м<sup>3</sup>/кг.

Теоретичну потужність  $N_T$  ( $y$  кВт), що витрачається в компресорі, визначають із урахуванням масової продуктивності:

$$N_T = G_0 \cdot q_{вн}. \quad (12)$$

де  $q_{вн}$  – питома теоретична робота стиску, кДж/кг.

Теоретичний холодильний коефіцієнт  $\varepsilon$  обчислюють за рівнянням

$$\varepsilon = Q_0 / N_T. \quad (13)$$

**1.2.2 Дійсний цикл парової компресійної холодильної машини** відрізняється від теоретичного тим, що враховує наступні особливості роботи дійсної холодильної машини:

- перегрів пари холодильного агента перед процесом всмоктування пари в компресор;
- відмінність процесу стиску в компресорі від адіабатного, що викликано теплообміном між холодильним агентом та стінками циліндра компресора, наявністю «мертвого простору» у циліндрі компресора й т.п.;
- втрати потужності, що обумовлено індикаторним ККД, механічним ККД та ККД передачі.

Перегрів пари холодильного агента при всмоктуванні пари компресором холодильної машини створює більш безпечні умови роботи компресора. Рекомендований перегрів пари,  $\Delta t_{BC} = t_{BC} - t_0$ , становить для аміачних машин: одноступеневих та другої ступені двоступеневих знаходиться в межах  $5...10^\circ\text{C}$ , а першої ступені двоступеневих в межах  $10...20^\circ\text{C}$ ; для хладонових холодильних машин в межах  $10...35^\circ\text{C}$ .

Втрати продуктивності в дійсному компресорі враховуються коефіцієнтом подачі

$$\lambda = V_0 / V_h, \quad (14)$$

де  $V_h$  – об'єм, описуваний робочими органами компресора,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Коефіцієнт подачі  $\lambda$  знаходять як добуток чотирьох основних коефіцієнтів:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{dp} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl}, \quad (15)$$

де  $\lambda_c$  – об'ємний коефіцієнт;

$\lambda_{dp}$ ,  $\lambda_w$ ,  $\lambda_{nl}$  – коефіцієнти дроселювання, підігріву й щільності.

Об'ємний коефіцієнт  $\lambda_c$  визначають за формулою:

$$\lambda_c = 1 - C \cdot \left[ \left( \frac{p_H}{p_{BC}} \right)^{1/m} - 1 \right], \quad (16)$$

де  $C$  – відносний мертвий простір;

$p_H$ ,  $p_{BC}$  – тиск нагнітання та всмоктування;  $p_H \approx p_K$ ;  $p_{BC} \approx p_0$ ;

$m$  – показник політропи розширення (для аміачних компресорів  $m = 0,95...1,1$ ; для хладонових –  $m = 0,9...1,05$ ).

Коефіцієнт дроселювання  $\lambda_{dp}$  приймають рівним  $0,95...1$ .

Коефіцієнти підігріву  $\lambda_w$  і щільності  $\lambda_{nl}$  залежать від ступеня стиску  $\pi$ .

Холодопродуктивність із урахуванням коефіцієнта подачі визначають за формулою

$$Q_0 = V_h \cdot q_v \cdot \lambda \quad (17)$$

Енергетичні втрати, викликані наявністю мертвого простору й депресією при усмоктуванні пари, оцінюють індикаторним коефіцієнтом всмоктування

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_0, \quad (18)$$

де  $b$  – коефіцієнт (для вертикальних і горизонтальних аміачних компресорів відповідно  $b = 0,001$  і  $b = 0,002$ , для хладонових компресорів  $b = 0,0025$ );

$t_0$  – температура кипіння холодоагенту, °С.

Повну потужність компресора розраховують із урахуванням ефективного ККД або індикаторного коефіцієнта всмоктування й механічного ККД

$$N_e = \frac{N_m}{\eta_e} = \frac{N_m}{\eta_i \cdot \eta_m}, \quad (19)$$

де  $\eta_e$  – ефективний ККД;

$\eta_m$  – механічний ККД (для аміачних компресорів  $\eta_m = 0,9$ ).

Потужність на клеммах електродвигуна  $N_{ел}$  становить

$$N_{ел} = \frac{N_m}{\eta_{ел}} = \frac{N_m}{\eta_e \cdot \eta_{ел.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{ел.дв}} \quad (20)$$

де  $\eta_{ел}$  – електричний ККД;

$\eta_{ел.дв}$  – ККД, що враховує втрати в електродвигуні.

Для порівняння поршневих компресорів за їхньою холодопродуктивністю виконують розрахунок порівняльної холодопродуктивності  $Q_{ост}$ . Холодопродуктивність визначають для умов роботи в порівняльному режимі, який називають специфікаційним. Параметри специфікаційних режимів наведено в таблиці 1.

Порівняльну холодопродуктивність  $Q_{ост}$  за відомої робочої холодопродуктивності  $Q_0$ , яка розрахована для умов, при яких працює компресор, визначають за допомогою рівняння

$$Q_{0_{cm}} = Q_0 \cdot \frac{q_{v_{cm}} \cdot \lambda_{cm}}{q_v \cdot \lambda}, \quad (21)$$

де  $q_{v_{cm}}$ ,  $q_v$  – питома об'ємна холодопродуктивність при порівняльних і робочих умовах;

$\lambda_{cm}$ ,  $\lambda$  – коефіцієнт подачі при порівняльних і робочих умовах.

Таблиця 1

**Параметри специфікаційних режимів холодильних машин**

Діапазон температур при якому холодильна машина здійснює відвід теплоти	Холодоагенти	Тип компресора	Температура специфікаційного режиму, °С			
			кипіння $t_0$	конденсації $t_k$	всмоктування $t_{вс}$	перед регулюючим вентилем $t_{вв}$
Високотемпературний (приблизно від + 20 до мінус 10°С)	R 134A	ПГ, ПБ, П	5	40	20	35
Високотемпературний	R 22	ПГ, ПБ, П	5	40	20	35
Високотемпературний	R 134A	ПГ, ПБ, П	5	60	20	35
Середньотемпературний (приблизно від мінус 10 до мінус 30° С)	R 134A	ПГ, ПБ, П	мінус 15	30	20	25
	R 22		мінус 15	30	20	25
	R 717	П*	мінус 15	30	мінус 10	25
Низькотемпературний (нижче приблизно мінус 30° С)	R 502	ПГ, ПБ, П	мінус 35	30	20	25
	R 404A		мінус 35	30	20	25
	R 404A		мінус 80	мінус 30	0	мінус 35

\* тільки для компресора номінальною продуктивністю від 48 кВт і більше.

## 2. ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА

### 2.1. Розрахунково-графічна робота за темою: “Розрахунок циклу одноступеневої парової холодильної машини, визначення параметрів холодоагенту. Добір компресора й конденсатора”.

Розрахунково-графічна робота виконується відповідно до завдання, яке видається викладачем, і зводиться до вибору розрахункового робочого режиму холодильної установки, побудови циклу холодильної машини в діаграмі  $lgp - i$ , визначенню параметрів холодоагенту в характерних точках циклу, тепловому розрахунку холодильної машини та підбору компресора і конденсатора.

#### **Завдання**

Обрати робочий режим і підібрати холодильне обладнання (компресор і конденсатор), для холодильної установки холодопродуктивністю  $Q_0 = 2 \text{ кВт}$  із оборотним водопостачанням. Холодильна установка обслуговує камеру першої стадії двохстадійного охолодження м'яса на холодильнику м'ясокомбіната, який розташовано в місті (див. № варіанта в табл. варіантів, додаток 1), підтримка заданої температури повітря  $t_n = \text{мінус } 12^\circ\text{C}$  у холодильній камері здійснюється за допомогою батарей охолодження.

#### **Порядок виконання**

1) Робочий режим холодильної установки характеризується температурами кипіння  $t_0$ , конденсації  $t_k$ , переохолодження (рідкого холодоагенту перед регулюючим вентилем)  $t_{nep}$ , всмоктування (пари на вході в компресор)  $t_{вс}$ . Орієнтовно ці температури можна визначити за допомогою спрощених залежностей, опираючись на досвід експлуатації холодильних машин.

1.1.) Використовуємо вихідні данні. При визначенні розрахункових параметрів зовнішнього повітря враховуються температурні режими літнього періоду.

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для міста (див. № варіанта):

$t_{з.л.}$  - (температура повітря - літня);

$\varphi_{з.л.}$  - (відносна вологість повітря - літня).

1.2.) За  $i - d$  діаграмою (додаток 2) для вологого повітря попередньо знаходимо значення ентальпії, яка відповідає температурі повітря літнього місяця та відносної вологості повітря літнього місяця (перетинання лінії  $t = const$ , що характеризує температуру зовнішнього повітря, з лінією  $\varphi = const$ , що характеризує відносну вологість зовнішнього повітря).



Потім визначаємо температуру за мокрим термометром  $t_{m.m.}$  (перетинання лінії  $i = const$ , що характеризує тепловміст зовнішнього повітря, з лінією  $\varphi = 100\%$ ).

1.3.) Температура оборотної води  $t_w$  (води, яка подається на конденсатор) звичайно приймають на  $3...4^{\circ}C$  вище температури за мокрим термометром, тобто приймаємо:

$$t_w = t_{m.m.} + 3. \quad (22)$$

1.4.) Використовуючи вихідні данні, враховуючи, що конденсатор буде входити до складу холодильної установки, яка обслуговує холодильну камеру для заморожування м'яса та працює на оборотній воді, вибираємо випарний конденсатор. У конденсаторах такого типу порівняно невелика витрата оборотної води, тому не потрібна установка спеціального пристрою для охолодження води.

1.5.) Визначаємо робочий режим роботи холодильної машини. В якості холодоагенту приймаємо аміак.

1.6.) Температуру кипіння  $t_o$  приймають залежно від температури приміщення та способу його охолодження. При охолодженні приміщень за допомогою батарей охолодження температура кипіння холодоагенту визначається, як  $t_o = t_n - (7...10)^{\circ}C$ , а при охолодженні приміщень за допомогою повітроохолоджувачів, як  $t_o = t_n - (6...8)^{\circ}C$ .

Тобто

$$t_o = t_n - 10 = -12 - 10 = -22^{\circ}C. \quad (23)$$

1.7.) Для виключення вологого ходу компресора пара холодоагенту перед ним перегрівається. Для машин, що працюють на аміаку, безпека роботи забезпечується при перегріві пари на  $5...15^{\circ}C$ .

Прийmemo температуру пари холодоагенту, що всмоктується на  $7^{\circ}C$  вище температури кипіння:

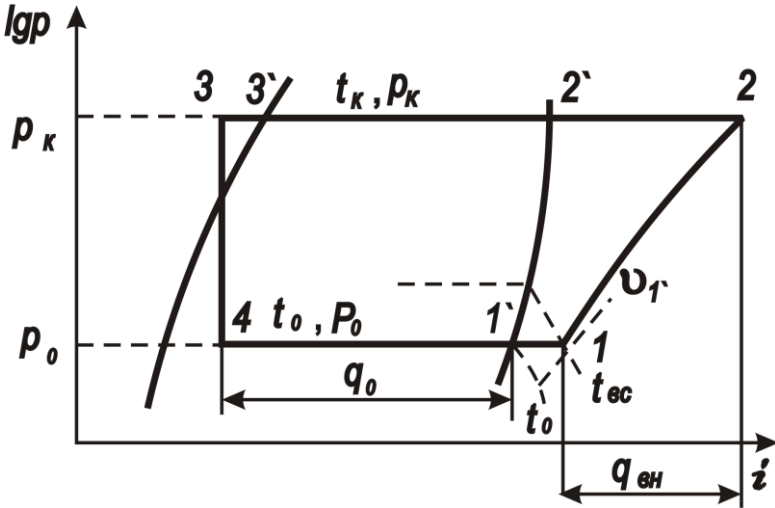
$$t_{a.c.} = -22 + 7 = -15^{\circ}C. \quad (24)$$

1.8.) Температуру конденсації для випарного конденсатора визначаємо за додатком 3. Враховуючи умови зовнішнього повітря ( $t_{z.n.}$ ,  $\varphi_{z.n.}$ ) та густину теплового потоку  $q_F$ , що для випарних конденсаторів становить:  $q_F = 2000 \text{Вт}/\text{м}^2$ , приймаємо температуру конденсації  $t_k$  за своїми розрахунками.

1.9.) Температуру переохолодження рідкого холодоагенту приймаємо на  $5^{\circ}\text{C}$  вище температури оборотної води:

$$t_{nep} = t_w + 5. \quad (25)$$

2) За отриманими температурами ( $t_o$ ,  $t_k$ ,  $t_{ac}$ ,  $t_{nep}$ ) виконуємо побудову циклу одноступеневої парової холодильної машини в діаграмі  $lgp - i$ , нумерацію вузлових точок розставляємо згідно рис. 4.



**Рисунок 4.** Побудова циклу одноступеневої парової холодильної машини в діаграмі  $lgp - i$

2.1.) Побудову циклу на діаграмі зручно розпочати з нанесення ізоTERM, що відповідають температурам  $t_o$  та  $t_k$ , які в області вологої пари збігаються з ізобарами  $p_o$  і  $p_k$ , (в області перегрітої пари та переохоложеної рідини ізобари зображуються горизонтальними прямими, паралельними осі абсцис).

У результаті побудови отримуємо опорні точки:

- 1' - на перетинанні ізоТЕРМИ  $t_o$  з лінією сухої насиченої пари ( $x = 1$ );
- 2' - на перетинанні ізоТЕРМИ  $t_k$  з лінією сухої насиченої пари ( $x = 1$ );
- 3' - на перетинанні ізоТЕРМИ  $t_k$  з лінією насиченої рідини ( $x = 0$ );

- 3 - на перетинанні ізотерми  $t_{nep}$  з ізобарою  $p_k$  в області переохолодженої рідини.

2.2.) На перетинанні ліній  $t_{ac}$  і  $p_o$  в області перегрітої пари знаходимо точку 1, що визначає стан пари, яка всмоктується компресором.

2.3.) Через точку 1 проводимо лінію постійної ентропії (адіабату) до перетинання з ізобарою  $p_k$  у точці 2, що визначає стан пари наприкінці процесу стиску.

2.4.) Останню точку 4 отримуємо на перетинанні лінії постійної ентальпії, що проходить через точку 3 з ізотермою  $t_o$  та ізобарою  $p_o$  в області вологої пари. Точка 4 характеризує стан холодоагенту після процесу дроселювання в регулюючому вентилі.

3) Визначаємо параметри холодоагенту за діаграмами стану холодоагентів і таблицями насичених парів холодоагентів (додаток 4).

Результати визначення параметрів холодильного агента заносимо в табл. 2.

Таблиця 2

**Параметри холодильного агента у вузлових точках**

Номер точки	Параметри					стан
	t, °C	p, МПа	v, м <sup>3</sup> /кг	i, кДж/кг	s, кДж/кг·К	
1'						
1						
2						
2'						
3'						
3						
4						

4) Виконуємо тепловий розрахунок одноступеневої холодильної машини та виконуємо підбір компресора для холодильної установки.

4.1.) За даними циклу розраховуємо наступні показники:

- питому масову холодопродуктивність

$$q_0 = i_{1'} - i_4, \text{ (кДж/кг)}, \quad (26)$$

- питому об'ємну холодопродуктивність

$$q_v = q_0/v_1, \text{ (кДж/м}^3\text{)}, \quad (27)$$

- питому теоретичну роботу стиску  
$$q_{\text{вт}} = i_2 - i_1, \text{ (кДж/кг)}, \quad (28)$$

- теплоту, що отримує 1кг холодильного агента в конденсаторі

$$q_k = i_2 - i_3', \text{ (кДж/кг)}, \quad (29)$$

- теплоту, що отримує 1кг холодильного агента в переохолоджувачі

$$q_{\text{по}} = i_3' - i_3, \text{ (кДж/кг)}, \quad (30)$$

- теплоту, що отримує 1кг холодильного агента в конденсаторі та переохолоджувачі

$$q_{k+\text{по}} = i_2 - i_3, \text{ (кДж/кг)}, \quad (31)$$

- тепловий баланс холодильної машини

$$q = q_0 + q_{\text{вт}}, \text{ (кДж/кг)}, \quad (32)$$

- теоретичний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_0/q_{\text{вт}}, \quad (33)$$

- холодильний коефіцієнт холодильної машини, що працює по зворотному циклу Карно при тих же температурах кипіння та конденсації

$$\varepsilon_k = T_0/(T_k - T_0). \quad (34)$$

4.2.) Виконуємо підбір компресора для холодильної машини.

Для того щоб підібрати компресор, необхідно визначити об'єм, описуваний поршнями компресора  $V_h$

$$V_h = V_0 \lambda, \text{ (м}^3\text{/с)}. \quad (35)$$

Попередньо, за відомим значенням  $Q_0$ ,  $q_0$ ,  $v_1$ , розраховуємо масову продуктивність компресора

$$G_0 = Q_0/q_0, \text{ (кг/с)}, \quad (36)$$

об'єм пари холодоагенту, що всмоктується компресором холодильної машини

$$V_0 = G_0 \cdot v_h, (M^3/c), \quad (37)$$

або

$$V_0 = Q_0/q_v, (M^3/c). \quad (38)$$

Виконуємо розрахунок коефіцієнта подачі компресора  $\lambda$ .

$$\lambda = \lambda_C \cdot \lambda'_W, \quad (39)$$

Об'ємний коефіцієнт  $\lambda_C$  визначаємо з урахуванням того, що для компресорів, які працюють на аміаку, відносний мертвий простір  $C = 0,045$ , показник політропи розширення (для аміачних компресорів  $m = 0,95 \dots 1,1$ ):

$$\lambda_C = 1 - C \cdot \left[ \left( \frac{P_h}{P_{ec}} \right)^{1/m} - 1 \right], \quad (40)$$

Коефіцієнт  $\lambda'_W$  враховує об'ємні втрати, які відбуваються в компресорі, розраховуємо за формулою

$$\lambda'_W = T_0/T_k, \quad (41)$$

За отриманим значенням  $V_h$  за додатком 4 підбираємо один або кілька компресорів відповідного розміру.

Одноступеневий компресор можна застосовувати в досить широкому діапазоні робочих умов. Обмежують можливість застосування наступні показники: температура нагнітання, що не повинна перевищувати  $160^{\circ}C$ , і різниця тисків  $p_k - p_0$ , яка для сучасних поршневих компресорів не повинна перевищувати  $1,7 MPa$ .

4.3.) Підбираємо електродвигун компресора. Для цього необхідно визначити ефективну потужність  $N_e$  на валу компресора.

Ефективна потужність  $N_e$  на валу компресора, розраховуємо за формулою (компресор безкрейцкопфний).

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_M}, (кВт) \quad (42)$$

Для великих безкрейцкопфних компресорів механічний К.К.Д.  $\eta_m$  можна приймати від 0,82 до 0,92, причому більші значення коефіцієнтів відносять до більших за розміром компресорів. (Механічний К.К.Д. приймаємо за середнім значенням).

Визначаємо дійсну (індикаторну) потужність  $N_i$  (у  $\kappa Bm$ ) компресора:

$$N_i = N_T / \eta_i, (\kappa Bm). \quad (43)$$

Для безкрейцкопфних компресорів індикаторний К.К.Д.  $\eta_i$  можна приймати 0,79...0,84. Більші значення відносяться до крупних компресорів. (Індикаторний К.К.Д. приймаємо за середнім значенням).

Обчислюємо теоретичну (адіабатну) потужність  $N_T$  (у  $\kappa Bm$ ) компресора:

$$N_T = G_0 \cdot q_{в\ddot{u}b} (\kappa Bm). \quad (44)$$

За визначеною ефективною потужністю  $N_e$  (у  $\kappa Bm$ ) на валу компресора (за додатком 5) підбираємо електродвигун компресора із запасом 10...15 %. Це не відноситься до убудованих електродвигунів, потужність яких може бути значно менше.

5) Для підбора конденсатора холодильної машини, попередньо необхідно визначити теплове навантаження на конденсатор  $Q_k$  (у  $\kappa Bm$ ).

Дійсне теплове навантаження, з урахуванням втрат у процесі стиску, можна визначити за формулою:

$$Q_k = Q_0 + N_i, (\kappa Bm), \quad (45)$$

теоретичне теплове навантаження можна визначити за різницею питомих ентальпій з урахуванням переохолодження холодильного агента в конденсаторі

$$Q_k = G_0 \cdot q_{k+no}, (\kappa Bm). \quad (46)$$

Теплове навантаження, розраховане за останньою формулою, буде нижче, ніж дійсне теплове навантаження, з урахуванням втрат у процесі стиску.

Враховуючи розраховане теплове навантаження  $Q_k$ , холодопродуктивність холодильної машини, умови зовнішнього повітря ( $t_{3,n}$ ,  $\varphi_{3,n}$ ) і густину теплового потоку  $q_F$ , що для випарних

конденсаторів  $q_F = 2000 \text{ Вт/м}^2$  обчислюємо площу теплопередаючої поверхні конденсатора:

$$F = Q_k / q, (\text{м}^2). \quad (47)$$

За додатком 6 приймаємо випарний конденсатор із відповідною теплопередаючою площею поверхні конденсатора  $F$ .

### ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. В чому полягає суть холодильного термодинамічного циклу?
2. На якому фізичному принципі основана робота парової компресійної холодильної машини?
3. Навести функціональну схему та охарактеризувати принцип роботи одноступеневої холодильної машини.
4. Якими є будова та принцип дії парової компресійної холодильної машини?
5. Яким є призначення основних елементів парової компресійної холодильної машини?
6. Які функції здійснює холодильний агент в системі парової компресійної холодильної машини?
7. Пояснити термодинамічну діаграму холодильного агента в координатах  $T - S$  та  $lgr - i$ .
8. Які процеси належать до теоретичного циклу парової компресійної холодильної машини та їх особливості?
9. В чому полягає основна різниця між дійсним та теоретичним циклами холодильної машини?
10. Якою є послідовність побудови та розрахунку дійсного циклу холодильної машини в діаграмі  $lgr - i$ ?
11. Пояснити значення характерних точок дійсного циклу холодильної машини.
12. Охарактеризувати процеси які відбуваються в компресорі парової одноступеневої холодильної машини з поясненням в діаграмі  $lgr - i$ .
13. Чим зумовлені об'ємні втрати в компресорі, і які заходи здійснюють для їх зменшення?
14. Що таке коефіцієнт подачі холодильного компресора, і методи його визначення?
15. Охарактеризувати робочі процеси які відбуваються в циліндрі компресора.

16. Навести відмінності між теоретичним та реальним процесами в циліндрі компресора.

17. Дати характеристику енергетичним втратам в компресорі

18. Охарактеризувати процеси які відбуваються в конденсаторі парової одноступеневої холодильної машини з поясненням в діаграмі  $lgp - i$ .

19. Охарактеризувати процеси які відбуваються в регуляторі потоку холодоагенту парової одноступеневої холодильної машини з поясненням в діаграмі  $lgp - i$ .

20. Охарактеризувати процеси які відбуваються в випарнику парової одноступеневої холодильної машини з поясненням в діаграмі  $lgp - i$ .

21. Якими є основні розрахункові параметри компресора та конденсатора парової холодильної машини?



## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Холодильне обладнання : підручник / Д. П. Семенюк, О. В. Петренко. - Х. :Світ Книг, 2021. – 633 с.
2. Холодильні установки : підручник / І.Г.Чумак, В.П.Чепурненко, С.Ю.Лар'яновський [та ін.]; за ред. І.Г.Чумака. 6-е вид., перероб. та доп. – Одеса: Пальміра, 2006. – 552 с.
3. Лозовський А.П. Основи холодильних технологій: навч. посібник. – Суми: Університетська книга, 2015.– 149 с.
4. DANFOSS [Електроний ресурс]. – Режим доступу : <https://www.danfoss.com/uk-ua/service-and-support/learning/>
5. Бібліотека Громадської Спілки «Холодильна асоціація України» [Електроний ресурс]. – Режим доступу : <http://ref.org.ua/>
- 6.

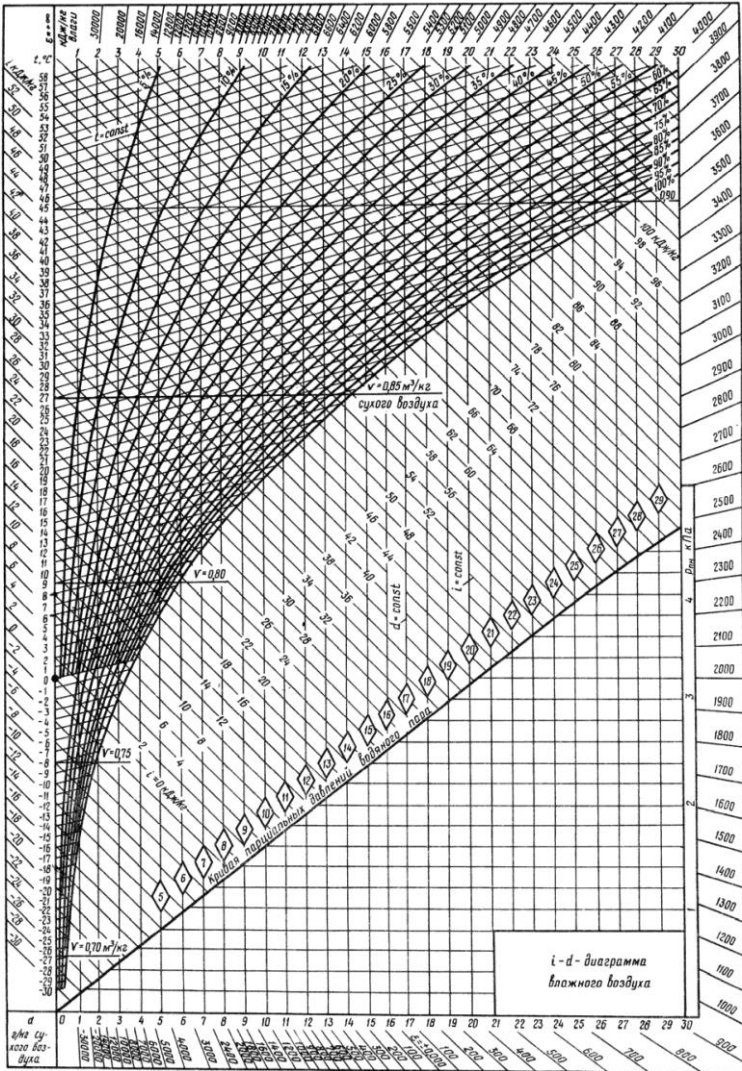
## ДОДАТКИ

### Додаток 1

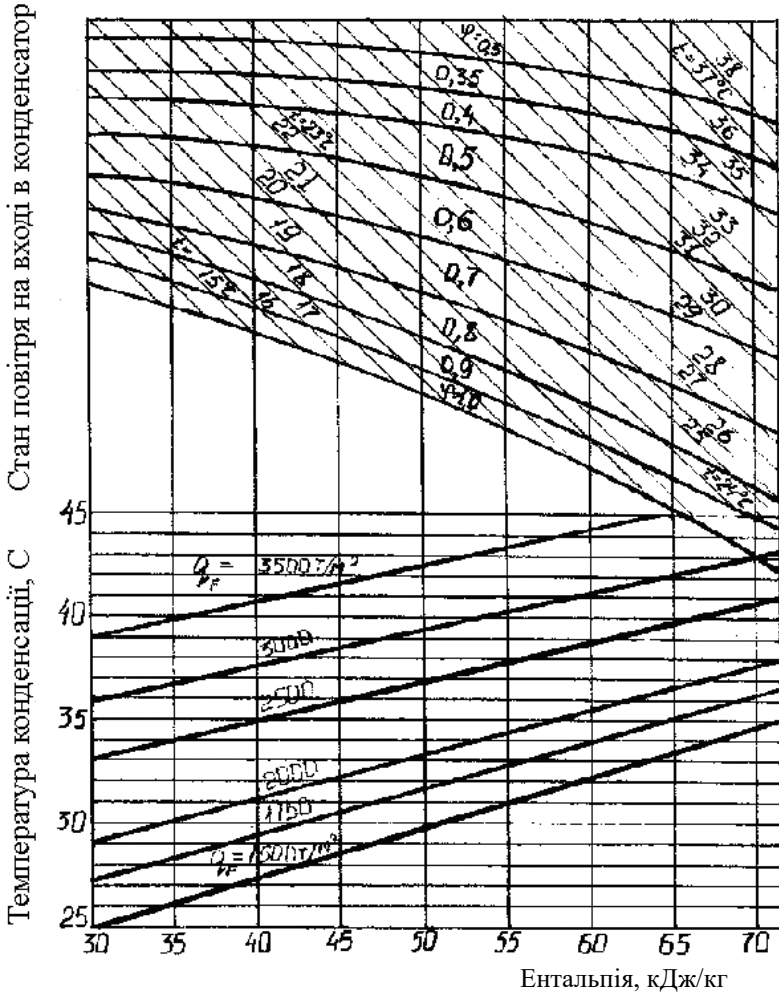
#### Таблиця варіантів

№ варіанта	Місто	Розрахункова температура зовнішнього повітря $t_{з.п.}$ , °C			Відносна вологість зовнішнього повітря $\varphi_{з.п.}$ , %	
		середньо річна	зимова	літня	зимова	літня
1	Вінниця	7,1	-26	+38	81	54
2	Волинь	7,3	-25	+37	82	55
3	Дніпропетровськ	8,8	-20	+32	83	46
4	Донецьк	8,4	-16	+31	86	55
5	Житомир	6,9	-25	+38	83	53
6	Запоріжжя	9	-19	+33	78	39
7	Кам'янець-Подільськ	7,7	-21	+30	87	71
8	Керч	10,9	-17	+30	81	56
9	Київ	6,9	-22	+29	83	55
10	Кіровоград	8,1	-26	+39	85	58
11	Краматорськ	8,3	-17	+32	92	56
12	Конотоп	6,5	-23	+30	84	58
13	Лозова	7,8	-28	+38	84	45
14	Луганськ	7,9	-23	+33	78	43
15	Львів	7,2	-24	+37	80	58
16	Миколаїв	9,7	-16	+33	83	42
17	Одеса	9,9	-16	+30	82	58
18	Полтава	6,9	-21	+31	85	50
19	Рівно	7,0	-25	+37	84	56
20	Севастополь	12,2	-10	+31	73	53
21	Сімферополь	10,6	-20	+39	79	44
22	Суми	6,6	-29	+40	85	53
23	Тернопіль	6,6	-21	+28	86	60
24	Умань	7,4	-25	+38	83	49
25	Харків	6,7	-22	+31	81	49
26	Херсон	10,1	-18	+33	79	45
27	Хмельницький	7,1	-25	+37	83	54
28	Чернігів	6,4	-22	+30	77	53
29	Чернівці	7,9	-24	+38	80	55
30	Ялта	13,1	-11	+32	68	57

Діаграма стану вологого повітря в координатах  
ентальпія - вологовміст (i-d)



Графік для визначення питомого теплового навантаження  
випарних конденсаторів



**Додаток 4**

**Параметри насичених парів аміаку, (параметри наведено з округленням)**

t, °C	P, МПа	Питомий об'єм		Питома ентальпія		Питома ентропія	
		рідини v', л/кг	пари v'', м³/кг	рідини i', кДж/кг	пари i'', кДж/кг	рідини s', кДж/кг·К	пари s'', кДж/кг·К
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
50	2,03	1,78	0,064	659	1712	4,99	8,25
48	1,93	1,77	0,067	650	1712	4,96	8,27
46	1,83	1,76	0,071	639	1712	4,92	8,29
44	1,74	1,75	0,075	629	1712	4,89	8,31
42	1,64	1,74	0,079	618	1711	4,86	8,33
40	1,56	1,73	0,083	609	1711	4,83	8,35
39	1,51	1,72	0,086	604	1711	4,82	8,36
38	1,47	1,72	0,088	599	1710	4,80	8,37
37	1,43	1,71	0,091	593	1710	4,79	8,38
36	1,39	1,71	0,093	588	1709	4,77	8,39
35	1,35	1,70	0,096	583	1709	4,75	8,40
34	1,31	1,70	0,099	579	1708	4,74	8,41
33	1,27	1,69	0,101	574	1708	4,72	8,42
32	1,24	1,69	0,104	569	1707	4,71	8,43
31	1,21	1,68	0,108	564	1707	4,69	8,45
30	1,17	1,68	0,111	560	1706	4,68	8,46
29	1,13	1,68	0,114	555	1706	4,66	8,47
28	1,10	1,67	0,117	551	1705	4,64	8,48

Продовження таблиці

<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
27	1,07	1,67	0,121	546	1705	4,63	8,49
26	1,03	1,66	0,125	541	1704	4,61	8,50
25	1,00	1,66	0,128	536	1704	4,60	8,51
24	0,97	1,65	0,132	531	1703	4,58	8,52
23	0,94	1,65	0,136	526	1702	4,56	8,53
22	0,91	1,65	0,141	522	1702	4,55	8,55
21	0,88	1,64	0,145	517	1701	4,53	8,56
20	0,85	1,64	0,149	512	1700	4,52	8,57
18	0,80	1,63	0,159	502	1699	4,48	8,59
16	0,75	1,62	0,169	492	1697	4,45	8,61
14	0,71	1,62	0,181	483	1696	4,42	8,64
12	0,66	1,61	0,193	474	1694	4,39	8,66
10	0,62	1,60	0,206	465	1692	4,35	8,69
8	0,57	1,59	0,220	455	1689	4,32	8,71
6	0,54	1,59	0,235	446	1687	4,28	8,74
4	0,50	1,58	0,252	437	1685	4,25	8,76
2	0,46	1,57	0,270	428	1683	4,22	8,79
0	0,43	1,57	0,290	419	1682	4,19	8,81
-2	0,40	1,56	0,310	409	1680	4,15	8,84
-4	0,37	1,55	0,334	400	1678	4,12	8,87
-6	0,34	1,55	0,360	392	1675	4,09	8,89

Продовження таблиці

<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
-8	0,31	1,54	0,388	382	1673	4,05	8,92
-10	0,29	1,53	0,419	372	1671	4,02	8,95
-11	0,28	1,53	0,435	367	1669	4,00	8,96
-12	0,27	1,53	0,452	363	1668	3,98	8,98
-13	0,26	1,52	0,470	358	1667	3,96	8,99
-14	0,25	1,52	0,490	354	1666	3,95	9,01
-15	0,24	1,52	0,510	350	1664	3,93	9,02
-16	0,23	1,52	0,530	345	1663	3,91	9,04
-17	0,22	1,51	0,550	340	1662	3,89	9,05
-18	0,21	1,51	0,570	336	1660	3,88	9,07
-19	0,20	1,51	0,600	331	1658	3,86	9,08
-20	0,19	1,50	0,620	327	1657	3,84	9,10
-22	0,17	1,50	0,680	318	1654	3,81	9,13
-24	0,16	1,49	0,740	308	1651	3,77	9,16
-26	0,14	1,49	0,810	300	1648	3,73	9,19
-28	0,13	1,48	0,880	290	1645	3,70	9,22
-30	0,12	1,48	0,960	282	1642	3,66	9,26
-32	0,11	1,47	1,060	273	1640	3,62	9,29
-34	0,098	1,46	1,160	264	1636	3,59	9,33
-36	0,088	1,46	1,280	255	1633	3,55	9,36
-38	0,080	1,45	1,410	246	1630	3,51	9,40

Продовження таблиці

<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
-40	0,072	1,45	1,550	237	1626	3,47	9,44
-42	0,065	1,44	1,720	228	1623	3,43	9,47
-44	0,058	1,44	1,900	219	1620	3,40	9,51
-46	0,052	1,43	2,110	210	1617	3,36	9,55
-48	0,046	1,43	2,350	202	1613	3,32	9,59
-50	0,041	1,42	2,630	193	1610	3,28	9,63



## Технічна характеристика холодильних агрегатів

Показники агрегатів	Маркування агрегатів						
	A110-7-0	A110-7-2	1A110-7-2	A165-7-0	A165-7-2	A220-7-0	A220-7-2
<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>
Холодопродуктивність при $t_0 = -15^{\circ}\text{C}$ , $t_k = +30^{\circ}\text{C}$							
кВт	-	140	93	-	180		267
Мкал/година	-	120	80	-	155		230
при $t_0 = +5^{\circ}\text{C}$ , $t_k = +35^{\circ}\text{C}$							
кВт	325			440		663	
Мкал/година	280			380		570	
Ефективна потужність, кВт	53	39	26	75	52	112	78
Описуваний об'єм							
м <sup>3</sup> /сек	0,0836	0,0836	0,056	0,125	0,125	0,167	0,167
м <sup>3</sup> /год	301	301	200	450	450	602	602
Витрата мастила, кг/год	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,085	0,085
Витрата води, м <sup>3</sup> /год	0,5	0,5	0,5	1,0	1,0	1,6	1,0
Електродвигун							
марка	АОП 91-4-75	АОП- 2-82-4	АОП- 2-82-6	АОП- 2-92-4	АОП 2-91-4	АЖ-315С 1-4	АОП 2-92-4
потужність, кВт	75	55	40	100	75	132	100

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6	7	8
частота обертання,							
с <sup>-1</sup>	24.7	24.5	16.3	24.7	24.7	24.5	24.7
об/хв	1480	1470	980	1480	1480	1470	1480
Габаритні розміри:							
довжина, мм	2275	2200	220	2320	2330	2365	2390
ширина, мм	1215	1215	1215	1215	1215	1215	1215
висота, мм	1370	1370	1370	1300	1300	1560	1560
Монтажна довжина, мм	2910	2835	2835	3000	3010	3075	3100
Діаметр трубопроводів							
всмоктувального, мм	100	100	100	100	100	125	125
нагнітального, мм	65	65	65	100	100	100	100

33

**ПРИМІТКА:**

1. У таблиці наведено характеристики агрегатів на базі компресорів П110, П165, П220, призначених для роботи на аміаку.
2. Позначення агрегатів, призначених для роботи на хладоні-22: А 110-2-0; А 220-2-0; А 220-2-2. При роботі на хладоні-22 холодопродуктивність агрегатів складе близько 90% від зазначеної в таблиці, а ефективна потужність - 95%.
3. Діаметр циліндрів 115 мм, хід поршня - 82мм.
4. Число циліндрів компресорів: П110 - чотири; П165 - шість; П220 - вісім.
5. Описуваний об'єм зазначений при частоті обертання вала 24,5 с<sup>-1</sup> (1470 об/хв), крім агрегату 1А110 7-2.

## Технічна характеристика випарних конденсаторів

Показники	ИК - 125	ИК - 90	ЭВАКО - 200	ЭВАКО - 400
Тепловий потік, кВт	400	210	278	490
Поверхня форконденсатора, м <sup>2</sup>	56	22	27	40,5
Поверхня основної секції, м <sup>2</sup>	137,5	75	64,8	117,3
Тип вентилятора	осьовий	відцентровий	осьовий	осьовий
Потужність електродвигуна, кВт	3	2,2	2,2	4
Об'ємна витрата води, яка подається на зрошення, м <sup>3</sup> /год	3	18	40	80
Об'ємна витрата додаткової води, м <sup>3</sup> /год	3	0,75	0,6	1,2

Навчальне видання

## **ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ТЕХНОЛОГІЯ**

Методичні вказівки до виконання  
розрахунково-графічної роботи за темою:  
“Розрахунок циклу одноступеневої парової  
холодильної машини, визначення параметрів холодоагенту.  
Добір компресора та конденсатора”

Укладачка:

**ПЕТРЕНКО** Олена Володимирівна

Формат 60x84/16. Гарнітура Times New Roman  
Папір для цифрового друку. Друк ризографічний.

Ум. друк. арк. 33,48.

Наклад \_\_\_ пр.

Державний біотехнологічний університет  
61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44